

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-73753

(P2000-73753A)

(43) 公開日 平成12年3月7日 (2000.3.7)

(51) Int.Cl.

識別記号

F I

テマコード (参考)

F 0 1 N 5/02

F 0 1 N 5/02

B 3 G 0 8 1

F 0 1 K 23/06

F 0 1 K 23/06

F

F 0 1 P 3/22

F 0 1 P 3/22

G

P

A

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 7 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号

特願平10-246818

(22) 出願日

平成10年9月1日 (1998.9.1)

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 田崎 豊

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産

自動車株式会社内

(74) 代理人 100075513

弁理士 後藤 政喜 (外1名)

Fターム (参考) 3G081 BA02 BA18 BB02 BC08 BC07

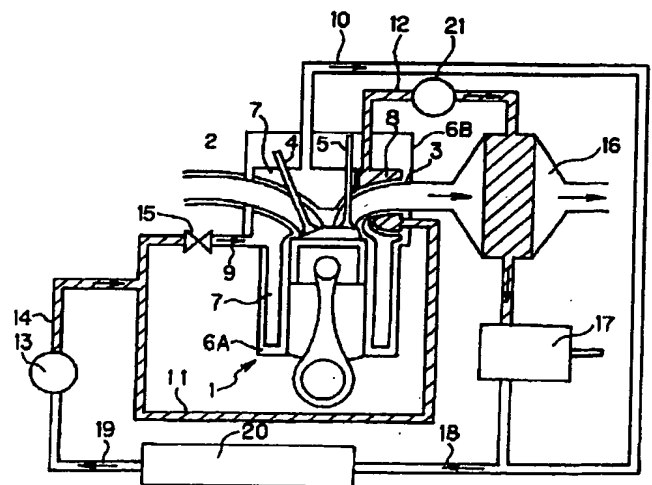
BD10 DA01 DA30

(54) 【発明の名称】 内燃機関の廃熱回収装置

(57) 【要約】

【課題】 タービン効率を高めてより多くの廃熱回収を図る。

【解決手段】 第1ポンプ (13) により冷却媒体を循環させる経路に、燃焼熱で加熱された冷却媒体の飽和蒸気を排気で加熱する過熱器 (16) と、この過熱器 (16) で加熱された冷却媒体の有する熱エネルギーを機械的エネルギーに変換するタービン (17) とを備える。この場合に、過熱器 (16) に流入する飽和蒸気を加圧する第2ポンプ (21) を設けた。



3 ... 排気ポート
7 ... ウォータージャケット (第2循環路)
8 ... ウォータージャケット (第1循環路)
13 ... 供給ポンプ (第1ポンプ)

16 ... 過熱器
17 ... タービン
21 ... 第2ポンプ

た冷却水は、圧力調整用のバルブ15を経てウォータジャケット7に、また流入路11に分流された冷却水は、直接ウォータジャケット8へ進入する。

【0030】このとき、ウォータジャケット7の内圧は、ウォータジャケット8の内圧に比べて常に低く維持される。なお、供給ポンプ13は、廃熱回収装置が付いていない通常の機関に設置されるポンプに比べて高い出力を有しており、調整バルブ15は、ウォータジャケット7の内圧が、通常の機関におけるウォータジャケットの内圧と同一レベルになるように設定されている。

【0031】したがって、ウォータジャケット8は、通常の機関における内圧に比べて高い内圧を有することになり、内部を循環する冷却水の沸点が上昇する。

【0032】しかも、従来装置のウォータジャケット8が吸気ポート2を除く残りの部位を冷却するのに対して、本実施形態のウォータジャケット8は排気ポート8の周辺のみを冷却する構成であるため、本実施形態のウォータジャケット8のほうが、従来装置のウォータジャケット8よりも内圧が上昇することから、ウォータジャケット8を循環する冷却水の温度が従来装置よりも上昇し、そこで発生する蒸気は、高温かつ高圧の高エネルギー蒸気となる。

【0033】一方、ウォータジャケット7の内圧は、廃熱回収装置のついていない機関の場合とほぼ同レベルである。このため、ウォータジャケット7を循環する冷却水の温度は、機関本体の冷却を適切に行うことができるレベルに保持される。なお、このため、ウォータジャケット7から流出する蒸気は、低温かつ低圧の蒸気となる。

【0034】ウォータジャケット8から流出した上記の高エネルギー飽和蒸気は、過熱器16でさらに加熱され、より高いエネルギーを保った過熱蒸気となってタービン17に供給されると、タービン17の蒸気流入口と蒸気出口の間に高い圧力差が生じて、タービン17が勢い良く回転し、大きな機械的エネルギーが発生する。

【0035】この場合、本実施形態では、ウォータジャケット8から流出した飽和蒸気が第2ポンプ21によりさらに加圧されるので、そのぶんタービン17に流入する過熱蒸気の圧力が上昇し、これによってタービン仕事が増大する。

【0036】そして、タービン仕事によりエネルギーを失った蒸気は低圧となり、ウォータジャケット7から流出した低圧蒸気とともに、復水器20に流入する。復水器20に流入した低圧蒸気は、ここで再び冷却凝縮された後、供給ポンプ13へと進む。

【0037】以後、冷却水は上記の循環を繰り返し、機関本体を冷却しながら、タービン17に高圧の過熱蒸気を供給し続ける。

【0038】このように、本実施形態では、ウォータジャケット8から流出する飽和蒸気を第2ポンプ21で加

圧した後で過熱器16に導入するようにしたので、第2ポンプ21の駆動損失をタービン17の仕事から差し引いても、より多くの廃熱回収が可能となった。

【0039】これをさらに図3の1s線図を用いて説明すると、供給ポンプ13（図ではポンプ1で表示）のみのときの過熱蒸気の状態変化は1→5→6であり、図示の入3がタービン仕事となるのに対して、第2ポンプ21（図ではポンプ2で表示）が追加されたときは、過熱蒸気の状態変化が1→2→3→4となる。つまり、第2ポンプ21があるときは、ポンプの駆動損失入1が生じるので、全体の仕事はタービン仕事入2からポンプ駆動損失入1を差し引いた値になるものの、第2ポンプ21があるときのタービン仕事入2が、供給ポンプ13のみのときのタービン仕事入3よりずっと大きくなるので、 $入2 - 入1 \geq 入3$ となるのである。

【0040】また、ウォータジャケット8の冷却部位が、排気ポート3の周辺に限られているため、供給ポンプ13によりウォータジャケット8内圧の十分な加圧が可能となり、そのぶんタービン効率が向上する。これによって、さらに効率良く廃熱回収が行われる。

【0041】従来装置のようにウォータジャケット8の冷却部位が燃焼室およびエンジンプロックのシリンダライナ周辺に及ぶ場合にまで、このウォータジャケット8内圧を上昇させたときは、飽和蒸気温度が高くなりすぎ、かえって潤滑信頼性能の悪化（主運動部品の焼き付き等）や充填効率の低下を引き起こすのであるが、排気ポートの周辺のみウォータジャケット8の冷却部位を限定することにより、このような問題を生じさせることなく、ウォータジャケット8内圧の高圧化が可能となり、タービン効率の向上が可能となるのである。

【0042】ところで、従来装置と同様に、機関の始動時にポンプ13、21を駆動し、機関の停止時にポンプ13、21を非駆動とするのでは、機関本体が過熱状態となっていないときにもポンプ13、21が駆動されるので、ポンプの駆動損失が生じる。また、機関停止後に廃熱回収が行われることもない。

【0043】これに対処するためECM22では、温度センサ27（図2参照）によりウォータジャケットの8の冷却水温度TWを検出し、この温度TWが所定値以上のときだけポンプ13、21を駆動する。

【0044】ECM22で実行されるこの制御の内容を、図4のフローチャートにしたがって説明すると、同図は一定時間毎に実行する。

【0045】ステップ1ではイグニッションスイッチ24をみて、イグニッションスイッチ24がONのときはステップ2、3に進む。ステップ2、3ではスタータスイッチ25と機関回転数をみて、スタータスイッチ25がOFFかつ機関回転数が所定値以上（つまり機関の始動後）であれば、ステップ4以降に進んで2つのポンプ13、21を駆動し、それ以外のときはステップ7に進

10

20

30

40

50

んでポンプ13、21を停止させる。

【0046】ただし、機関始動後であっても、ステップ4、5で冷却水温度TWを読み込み、これと所定値T0を比較し、 $TW < T0$ のときは、ステップ5よりステップ7に進んで、ポンプ13、21を停止する。ここで、T0は、ウォータジャケット8内の冷却水に対して設定した圧力下でその冷却水が飽和蒸気となる時の温度近傍の値である。冷却水温度がT0未満のときは機関本体を冷却する必要がなく、冷却水温度がT0未満のときまでポンプ13、21を駆動したのでは、かえって電力の無駄になる。そこで、冷却水温度がT0未満のときはポンプ13、21を停止することで、電力の無駄をなくすようにしたのである。

【0047】一方、イグニッションスイッチ24がOFFのとき（つまり機関停止時）は、ステップ1よりステップ8以降に進む。ステップ8、9ではステップ4、5と同じに冷却水温度TWと所定値T0を比較する。 $TW \geq T0$ のときは、ステップ6の操作を行わせ、 $TW < T0$ となったタイミングで、ステップ9よりステップ10、11に進んで、ポンプ13、21を停止するとともに、システムをも停止する。つまり、機関停止後であっても、 $TW \geq T0$ である間はポンプ13、21を駆動し、タービン17を働かせることで、廃熱が効率よく回収される。

【0048】このように本実施形態では、機関始動後に機関本体内の冷却水温度が所定値以上になったときだけ（つまり機関本体の冷却が必要なときだけ）、ポンプ13、21を駆動するようにしたので、不要なポンプ駆動損失を低減することができる。

【0049】また、エンジン停止時に、機関本体内の冷却水温度が所定値以上になっているときは、機関本体内の冷却水温度が所定値未満となるまでポンプ13、21を停止することなく駆動するので、エンジン停止後も廃熱回収を行うことができる。このエンジン停止後の廃熱回収により、システムの効率向上が図れる。

【0050】図5、図6は第2、第3の各実施形態で、第1実施形態の図2に対応する。なお、図5、図6では図2の一部を省略して示している。

【0051】まず図5の第2実施形態は、第1実施形態を前提として、潤滑油の循環路31に復水器20を設け、この復水器20により潤滑油温度を低下させるよう*

*にしたものである。

【0052】第1実施形態によれば、ウォータジャケット8の内圧を従来装置より高圧にするため、そのぶんだけ潤滑油の温度が上昇し、潤滑の耐熱性能の確保が難しくなるのであるが、第2実施形態では、潤滑油を機関本体外の復水器20に循環させることで、潤滑油温度を低下させることができ、これによって、温度低下した潤滑油を機関本体内に導いて主運動各部に給油することが可能となるので、耐熱信頼性が向上する。

【0053】なお、図5に示したものは、第1実施形態の復水器20を共用するものであるが、第1実施形態の復水器20とは別の復水器を設け、この別の復水器に潤滑油を循環させるようにしてもかまわない。

【0054】次に、図6の第3実施形態は、第1実施形態の第2ポンプ21をタービン17と同軸で駆動するようにしたものである。この実施形態では、第2ポンプ専用の駆動装置（たとえばモータ）が不要となるので、第1実施形態よりもコンパクト化、コスト低減が図れる。

【0055】第1実施形態では、①第2ポンプ21を追加して設け、②ウォータジャケット8の冷却部位を排気ポート3の周辺に限りかつ③機関本体内の冷却水温度が所定値以上のときだけポンプを駆動する場合で説明したが、①～③のいずれか1つだけの場合も他の実施形態として考えられる。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1実施形態の構成図。

【図2】冷却水の循環系統図。

【図3】is線図。

【図4】ポンプ13、21の駆動制御を説明するためのフローチャート。

【図5】第2実施形態の循環系統図。

【図6】第3実施形態の循環系統図。

【符号の説明】

3 排気ポート

7 ウォータジャケット（第2循環路）

8 ウォータジャケット（第1循環路）

13 供給ポンプ（第1ポンプ）

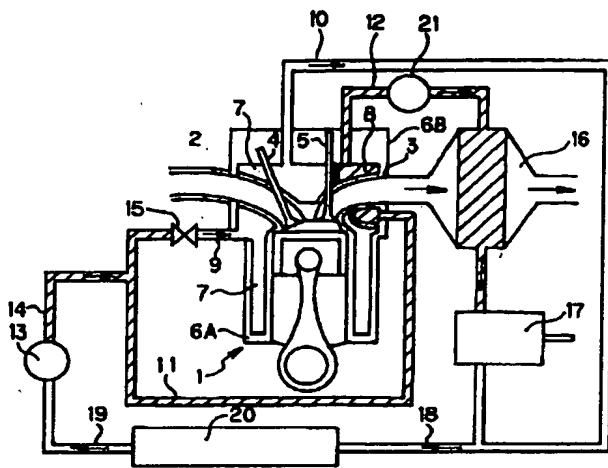
16 過熱器

17 タービン

21 第2ポンプ

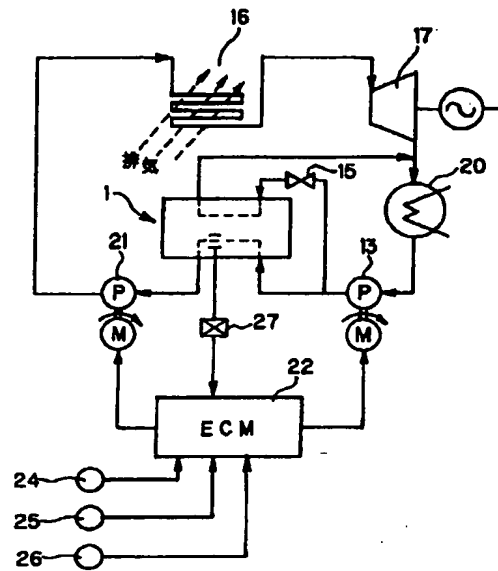
22 ECM

【図1】

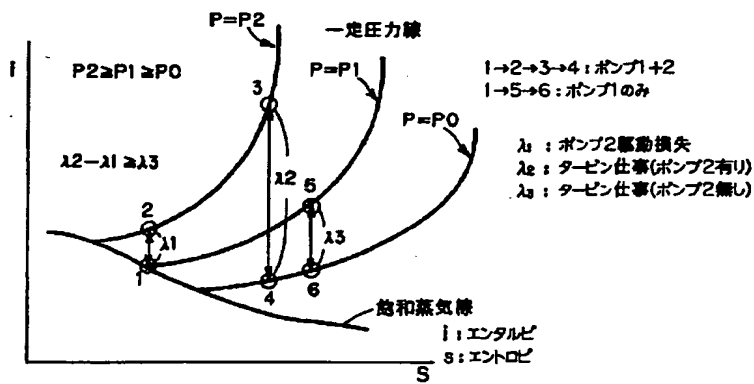


- 3 ... 排気ポート
7 ... ウォータージャケット(第2循環路)
8 ... ウォータージャケット(第1循環路)
13 ... 供給ポンプ(第1ポンプ)
16 ... 過熱器
17 ... タービン
21 ... 第2ポンプ

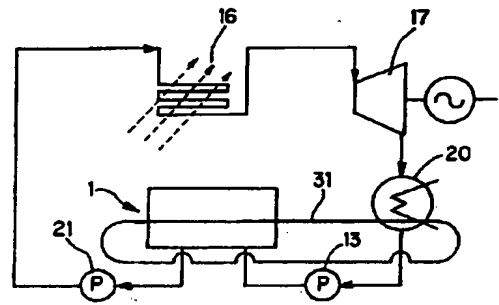
【図2】



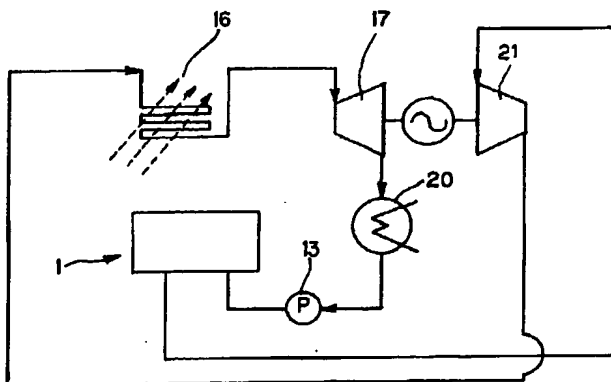
【図3】



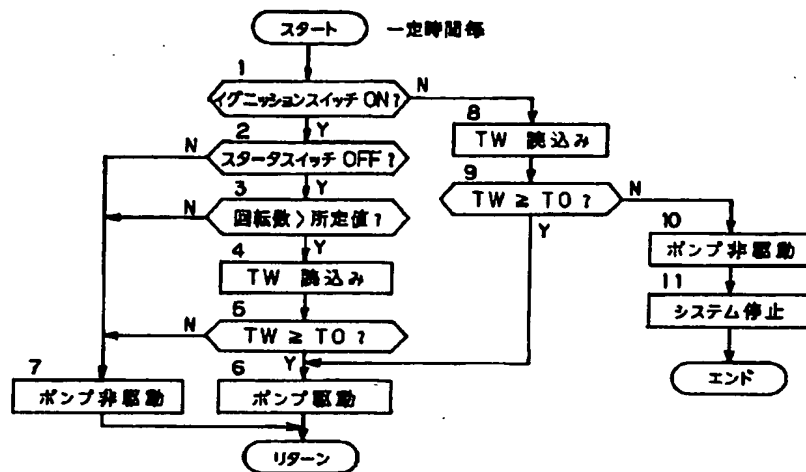
【図5】



【図6】



【図4】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.

F 0 1 P 7/16

識別記号

F I

F 0 1 P 7/16

テーマコード (参考)

Z